第 38 卷第 3 期　　工 程 热 物 理 学 报　　Vol.38, No.3
2017 年 3 月　　JOURNAL OF ENGINEERING THERMOPHYSICS　　Mar., 2017

# 叶顶间隙影响高负荷扩压叶栅气动性能实验研究

陆华伟[1]　杨 益[1]　刘 俊[1]　郭 爽[2]　王安妮[1]　韩兴伟[1]　钟兢军[1]

(1. 大连海事大学轮机工程学院，大连　116026；2. 大连理工大学航空航天学院，大连　116024)

**摘　要**　针对高负荷扩压叶栅，实验测试了叶顶间隙尺寸变化对叶栅气动特性的影响规律。结果表明，在马赫数和冲角固定时，随着间隙尺寸的增加，由于间隙泄漏流动与横向压力梯度的相互作用，近端壁附面层低能流体的聚集和发展受到影响，叶栅损失呈现先减小后增大的趋势，存在最佳间隙尺寸使得损失最小。本文研究的高负荷扩压叶栅中实验测的最佳间隙为 1% 相对叶高。

**关键词**　高负荷扩压叶栅；叶顶间隙；泄漏流动；气动性能；实验研究
**中图分类号**：TK472　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：0253–231X(2017)03–0509–06

## An Experimental Investigation on the Aerodynamic Performance of Highly-loaded Compressor Cascade with Different Tip Clearance

LU Hua-Wei[1],　YANG Yi[1],　LIU Jun[1],　GUO Shuang[2],　WANG An-Ni[1],
HAN Xing-Wei[1],　ZHONG Jing-Jun[1]

(1. *Marine Engineering College*, *Dalian Maritime University, Dalian* 116026, *China*;
2. *School of Aeronautics and Astronautics, Dalian University of Technology, Dalian* 116024, *China*)

**Abstract**　In this paper, an experimental investigation was conducted to validate the effect of magnitude of tip clearance on the aerodynamic performance for a highly-loaded compressor cascade. The experimental results show that, under the specific Mach number and incidence angle, the loss of cascade exhibits the tendency of increasing after an initial decreasing with the increase of tip clearance magnitude. The reason for this phenomenon is considered to have relationship with the accumulation and expansion of low-energy fluid in boundary layer, affecting by the interaction of tip leakage flow and cross pressure gradient. The best magnitude of tip clearance which represents the minimal loss was validated as 1% of relative span for a highly-loaded compressor cascade experimentally.

**Key words**　highly-loaded compressor cascade; tip clearance; leakage flow; aerodynamic performance; experimental investigation



## 0 引　言

随着压气机压比不断提高，扩压叶栅不断向高负荷方向发展，然而这种趋势使得叶栅角区流动具有较强的三维性和非定常性，从而使得附面层加厚甚至分离，这就导致了效率的降低，损失增加，更严重的话会引起旋转失速。根据 Koch 和 Smith 预测，多级压气机后几级中端壁附面层带来的损失约占总损失 50%[1]。因此对角区的的流动特性的研究对研究高负荷叶栅至关重要。

间隙泄漏的研究与控制一直是业内学者研究的重点。叶顶泄漏流是一种非常复杂的三维黏性流动，是在与机匣轮毂及叶表附面层、主流和其他二次流相互作用下形成的。对于压气机而言，大多数叶顶泄漏流动是导致气流堵塞和流动损失的主要原因。大量的研究表明，泄漏损失通常占总损失的 20%～40%[2−4]。随着压气机叶片向着高负荷发展，叶栅吸力面–端壁角区流动也趋于复杂，泄漏流在流过高负荷叶栅角区时势必会使流场发生新的变化。

对于不同间隙尺寸对压气机叶栅的影响，国内外有很多学者进行了探究。Inoue 等 [5−7] 利用实验研究并辅以数值模拟方法探究了叶顶间隙尺寸对压气机叶栅气动性能的影响。研究表明，当间隙较小时无法形成泄漏涡。随着间隙尺寸的增加，泄漏涡先表现为周向运动势能不断增强，之后是泄漏涡强度的不断增大。马文生等人 [8] 通过两级的轴流压气机叶

**收稿日期**：2017-01-06; **修订日期**：2017-02-15
**基金项目**：国家自然科学基金资助项目 (No.51676023，No.51506022，No.51436002)；辽宁省自然科学基金项目 (No.201602078)；中央高校基本科研业务费专项资金 (No.DUT16K08)
**作者简介**：陆华伟 (1980– )，男，江苏宜兴人，副教授，博士，主要从事叶轮机械气动力学研究

栅内部流场进行数值模拟，发现压气机流量和效率随着顶部间隙的增加呈现下降趋势；叶顶间隙每增加 1%，压气机流量减少约 1%，效率减小约 1.3%。王祥峰 [9] 通过对某多级亚音轴流压气机中的某两级进行了数值模拟发现随着间隙的增大，压气机的流量、效率、压比等性能均表现为下降趋势。吴艳辉 [10–12] 采用全三维数值模拟对亚音速轴流压气机转子进行了计算分析，发现间隙大小明显影响了泄漏流强度，泄漏涡发展趋势及其带来的流动损失分布等。三种间隙流动下，泄漏涡在近失速工况下均发生了破裂，泄漏涡越容易出现破碎。

本文针对 NACA65-K48 叶型，采用实验研究方法探究间隙尺寸对高负荷压气机叶栅产生的气动影响。

# 1 叶栅参数与研究方案

平面叶栅选用高负荷的叶型 NACA65-K48，图 1 为其叶型截面及相关参数定义，相关几何及气动参数如表 1 所示，设计来流马赫数为 0.7，气流折转角为 42°。本文研究了带间隙高速高负荷叶栅在冲角和马赫数不变间隙尺寸发生变化时，其中间隙尺寸分为 0.5%、1%、1.5%、2.0% 相对叶高。

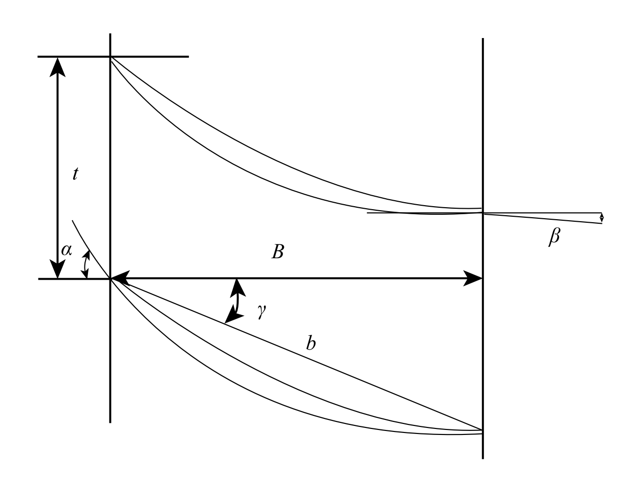



图 1 叶型参数示意图

Fig. 1 Parameters of cascade

**表 1 叶型气动及几何参数及实验条件**

**Table 1 Parameters and schemes of cascade experiment**

| 参数 | 数值 |
|---|---|
| 弦长 $b$/mm | 60 |
| 叶高 $h$/mm | 100 |
| 节距 $t$/mm | 33 |
| 展弦比 | 1.67 |
| 叶型弯角 $\theta/(^\circ)$ | 42 |
| 几何进气角 $\alpha/(^\circ)$ | 42 |
| 几何出气角 $\beta/(^\circ)$ | 0 |
| 设计来流马赫数 $Ma$ | 0.7 |
| 实验间隙尺寸 $\tau/\%$ | 0, 0.5, 1, 1.5, 2.0 |

# 2 间隙尺寸对叶栅气动性能的影响

## 2.1 出口截面二次流线和损失分布

图 2 给出了间隙尺寸为 0%、0.5%、1.0%、1.5%、2.0% 相对叶高的叶栅出口截面的总压损失分布云图和二次流线图。随着间隙尺寸的增加，角区损失呈现出十分明显的变化。在 0.5% 间隙时 (图 2(b))，叶栅出口总压损失核心高损失区较原型 (图 2(a)) 明显减小，且向相邻流道压力面方向和叶片中径方向有所偏移，结合通道涡同样向左偏移可知，间隙产生的泄漏流具有较高的周向和轴向动能，在与角区进行掺混后，携带着部分低能流体汇入通道涡，周向方向泄漏流与通道涡方向相反，抑制了通道涡的产生的横向二次流强度，减小横向二次流损失。轴向方向，泄漏流与通道涡方向相同，具有较高动能的泄漏流汇入通道涡后增加通道涡轴向速度，有利于低能流体向下游发展，改善角区流动，此时主要损失表现为仍为角区分离附面层和通道涡共同作用产生的角区损失，而间隙泄漏流的出现只是起抑制作用。当间隙增加到 1.0% 后 (图 2(c))，角区损失区域较 0.5% 时略有减小，此时间隙泄漏流对角区流动继续保持正效应。当间隙增加为 1.5% 时 (图 2(d))，高损失区域迅速增加，这是由于较强的泄漏流在流动过程中因强度较强带来更多的低能流体汇入结点，增大了损失，与此同时中径处损失也有所增加。当间隙增加到 2.0% 时 (图 2(e))，高损失区继续增大，且泄漏流线卷曲明显，表明泄漏涡即将形成，并且由其引起的损失已开始占据主导地位。

从二次流流线可以发现，流道内的基本涡系仍以通道涡为主，未看到泄漏涡涡核形成。说明在设计冲角下，对于本文研究的高负荷扩压叶型，当叶顶间隙小于 2.0% 相对叶高时不会形成泄漏涡。同时可以看出，随着间隙尺寸的增加，泄漏流强度不断增加，比较图 2(a)~(c) 可以发现，随着间隙尺寸的增加，通道涡位置不断向左侧即远离吸力面方向移动。由于受到泄漏流动的挤压作用，通道涡在节距方向的尺度被压缩，二叶高方向的尺度则有所增大。由靠近端壁从右至左水平方向二次流线可以看出，是间隙泄漏流阻碍了通道涡在端壁横向压力梯度作用下的水平移动，同时泄漏流流动方向与通道涡旋向相反，在与通道涡作用后，削弱了通道涡的尺寸和强度。同时观察端壁附近二次流流线可以发现，在间隙较小时，泄漏流动强度较弱，二次流流线最终汇

入通道涡向下游发展。观察图 2(d)、(e) 两图可以发现，随着间隙尺寸继续增大，泄漏流进一步增强，通道涡在强泄漏流动的作用下最终消失，图 2(d) 中汇入结点的流线并不是相同旋向，通道涡没有消失而泄漏涡也未形成，同时结点位置较通道涡涡核位置向吸力面移动，间接说明了泄漏流动在大间隙情况下强度逐渐增大。图 2(e) 中，随着间隙的继续增大，泄漏涡虽然还未形成，但其流线卷曲的趋势逐渐明显，表明在间隙进一步增加后将有可能形成完整的泄漏涡。

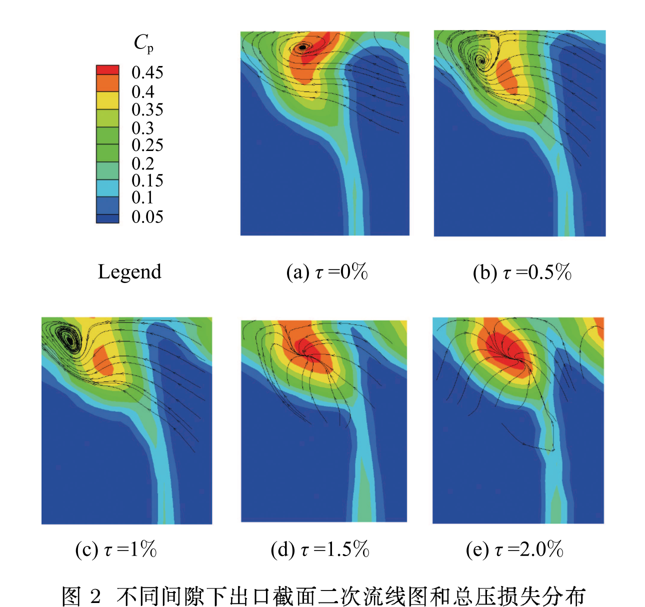



图 2　不同间隙下出口截面二次流线图和总压损失分布

Fig. 2 Distribution of total pressure loss and streamlines at outlet under different tip clearance

图 3 位叶栅出口截面轴向涡量与二次流线分布，可以发现，涡量集中区域与二次流旋涡位置基本对应，核心位置略有偏差。在无间隙状态下 (图 3(a))，流道内主要存在两个涡量集中区域，包括近端壁位置的通道涡 (PV) 和叶片尾缘对应区域的片状尾缘脱落涡层 (SV)，近端壁附近的流线方向有压力面侧指向吸力面侧。在 0.5% 间隙时 (图 3(b))，通道涡在间隙泄漏流的作用下，不仅尺寸受到挤压，涡核位置向压力面侧移动且向中径处抬升，其旋涡强度也明显降低。于此同时，在泄漏流动的射流效应作用下，近叶片吸力面侧流体有向叶根迁移的趋势，并在通道涡的作用下，加强了尾缘脱落涡层，出现较为明显的涡量集中区域 (SV)，并向端壁附近迁移。但从整个截面涡量云图来看，由于间隙较小，未形成明显的泄漏涡涡量集中区域。当间隙增大至 1.0% 时 (图 3(c))，通道涡收到进一步挤压，尺度进一步压缩且强度继续下降，近端壁附近出现于通道旋向相反的涡量集中区域 (LV)，可以认为该区域对应于泄漏涡将要形成之前涡量集中。同时，旋向相同的尾缘涡层 (SV) 在其作用下继续向端壁迁移，并在 1.5% 间隙时与泄漏涡对应的集中涡量合并 (图 3(d))，形成很大强度的泄漏涡涡量集中区 (LV)，此时，泄漏流动进一步加强，在其作用下，通道涡消失，只留下一片涡量集中区，但强度较小。当间隙增大至 2.0% 时 (图 3(e))，泄漏涡对应的涡量集中区明显增大，且强度进一步增加，从附近明显折转的二次流线来判断，若间隙进一步增大则通道涡即将形成。此时由于泄漏流流线开始折转卷曲，对通道涡的挤压作用减弱，通道涡对应涡量反而有所回升。另外参考图 8，激波的存在也是泄漏涡没有形成的原因之一。

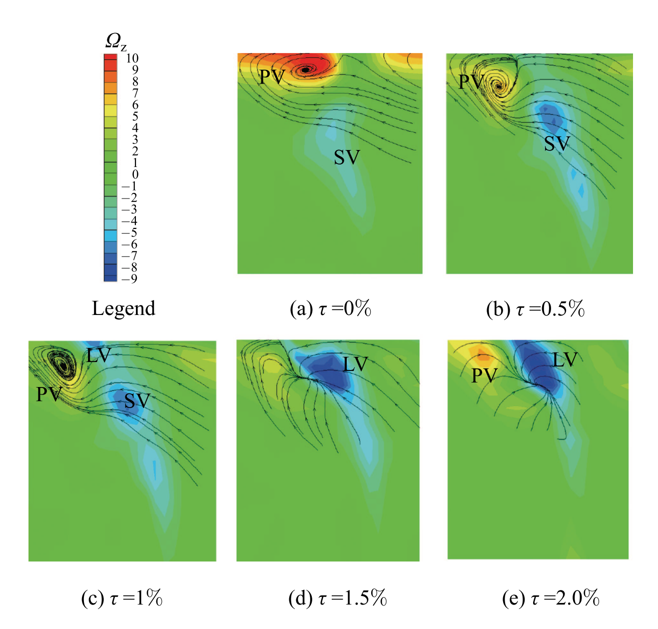



图 3　不同间隙尺寸下出口截面二次流线图和轴向涡量分布

Fig. 3 Distribution of vorticity and streamlines at outlet under different tip clearance

综上所述，流道内高损失区域随间隙尺寸的增加先减小后增加。在近端壁附近间隙泄漏流动与流道横向二次流动方向相反，存在相互作用，两者的影响强度此消彼长。间隙较小时，泄漏流动对通道涡的形成产生了明显的抑制作用，减小了通道涡引起的损失，同时自身泄漏量较小，未形成明显的泄漏掺混损失，故流动总损失下降 (参考图 5)。随着间隙的增大，通道涡被进一步挤压并最终消失，泄漏流动逐渐增强并有形成泄漏涡的趋势，虽然对于通道涡引起损失的抑制也进一步加强，但是逐渐形成的泄漏掺混损失也快速增加，并导致总损失开始回升 (图 5)。由此可以判断，本文研究的高负荷叶型理论上必然存在对应于最小流动损失的最优间隙。

### 2.2 出口截面总损失情况

图 4 为不同间隙下出口截面总压损失节距平均沿叶高分布。由图可知，在 0～7.5% 叶高范围内，损失随间隙的增大先减后增，在 0.5% 和 1% 间隙时损失最小，2.0% 间隙时最大。结合图 2 与图 3 的相关分析，可以认为此处对应于端壁附近附面层在横向压力梯度作用下的通道涡损失和由泄漏导致的泄漏损失两者相互作用的结果。间隙增大时，通道涡在泄漏流动的作用下逐渐减弱且向中径处抬升，其近端壁处的损失逐渐下降，同时泄漏流动对应损失则逐步增大，因此近端壁处的损失呈现为先降后升的趋势。同时，由于通道涡在叶高方向上的逐渐抬升，导致 7.5%～17.5% 叶高范围内损失随间隙的增大而逐渐增加。又因为泄漏流动的射流抽吸效应，叶片吸力面附近的附面层向端壁方向迁移，导致 17.5%～30% 叶高范围内的损失随间隙的增大而逐渐减小。在 30%～40% 叶高范围内，由于未受角区流动的影响，损失未发生明显变化。另外，当间隙较大时，由于受到间隙射流效应的影响，叶型附面层下移的过程中导致叶栅另一侧角区损失向中径处迁移，造成了 1.5% 及 2.0% 间隙时中径处的损失有所增加。从整体上来看，0.5% 与 1% 间隙下的损失小于原型无间隙方案，说明小间隙在一定程度上对流场改善起到了正效应。

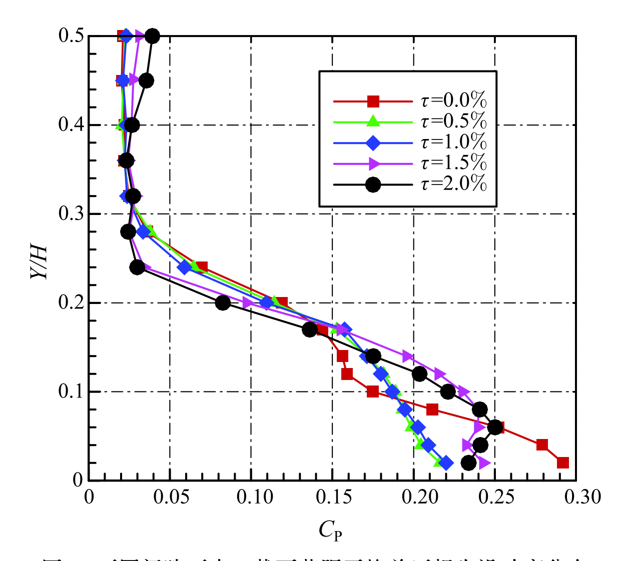


图 4 不同间隙下出口截面节距平均总压损失沿叶高分布

Fig. 4 Distribution of pitch-averaged total pressure loss along spanwise at outlet under different tip clearance

图 5 给出不同间隙尺寸下出口截面总平均损失系数值图，可以看出总损失随着间隙尺寸的增加呈现出先减小后增加的趋势。其中 $\tau$=1% 时损失最小，较原型降低了约 2.80%，而最大损失出现在 $\tau$=2.0% 时，较原型增加了约 2.2%。

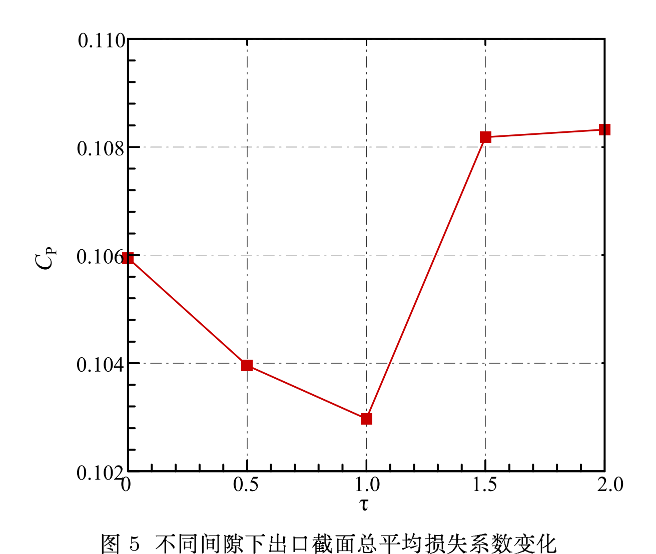


图 5 不同间隙下出口截面总平均损失系数变化

Fig. 5 Variation of total mass-averaged loss coefficients at outlet under different tip clearance

### 2.3 出口气流相对偏转角分析

图 6 给出了不同间隙尺寸下沿叶高分布节距平均的相对偏转角曲线，定义每个工况中径处平均气流相对偏转角为 0°(即主流角度定义为 0°)，其他位置的气流角度与之相减。由图可知，原型叶栅中，在 0～5% 叶高范围内，由于横向压力梯度作用下的二次流动自压力面流向吸力面，相对偏转角大于 0，因此在这一叶高范围内气流角呈现出过偏转的趋势，而 5% 叶高基本对应于涡核高度，此处相对偏转角接近 0。在超过 5% 叶高后 (直至 40% 叶高)，气流相对偏转角小于 0，由于该叶高区域对应于通道

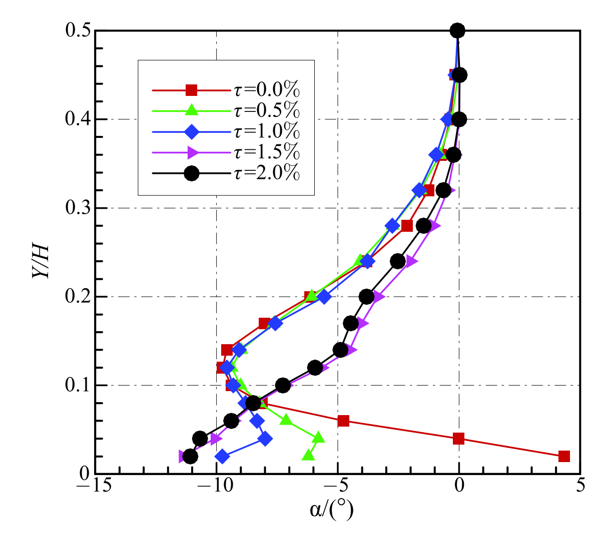


图 6 不同间隙尺寸下出口截面节距平均偏转角沿叶高分布

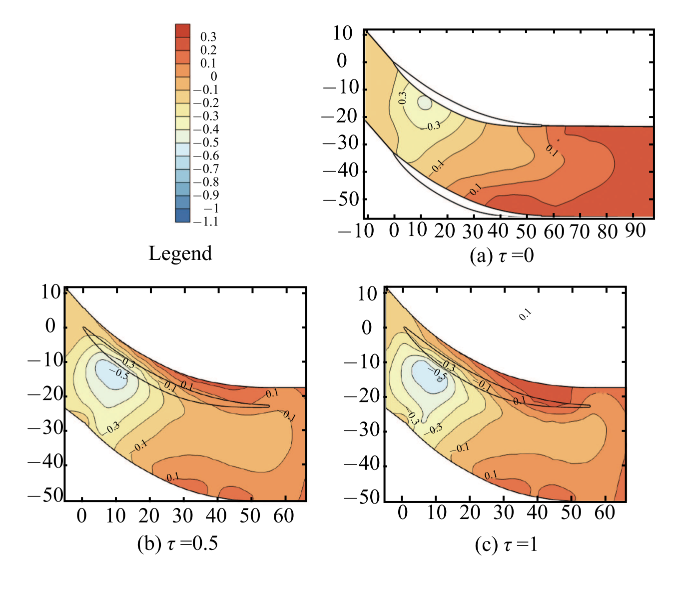
Fig. 6 Distribution of pitch mass-averaged deflection along spanwise at outlet under different tip clearance

涡的上半区，速度矢量在节距方向的分量方向自吸力面指向压力面，同时主流区存在一定的落后角，导致在 5% 叶高以上范围内气流呈现出明显的欠偏转趋势。当存在间隙时，由于间隙泄漏流动的存在，端壁附近的过偏转趋势被抑制，近端壁附近的气流渐转为欠偏转状态，且随着间隙的增大，欠偏转趋势愈加明显，在 8% 约叶高以下，具有间隙的叶栅相对偏转角均小于原型，相应的趋势与图 2 中的二次流流线分布规律一致。在 8%~40% 叶高范围内，由于通道涡的发展被抑制，其上半区域的欠偏转趋势下降，故具有间隙的叶栅在该叶高区域内的相对偏转角均有所上升，流动欠偏转趋势减弱。

**2.4　端壁静压和马赫速参数分析**

图 7 给出不同间隙尺寸下壁面静压系数云图。可以发现，随着间隙的增大，吸力面最低压力区的位置向下游移动，其压力大小明显下降。比较图 7(a)~(c) 的壁面静压云图，发现在 $\tau$=0.5% 与 $\tau$=1.0% 时并未出现由泄漏涡导致的端壁静压斜槽，同时参考图 2、3，也未观察到泄漏涡存在及明显的涡量集中，表明此时泄漏涡尚未形成。当间隙增加为 1.5% 和 2.0% 时 (图 7(d)、(e))，可以观察到流道近吸力面附近出现清晰的静压斜槽，对应于图 3 中的涡量分析，此时泄漏涡即将形成。对比图 8，端壁高等熵马赫数的区域位置与低压区位置的变化规律相对应，并且在 1.5% 和 2.0% 时 (图 8(d)、(e)) 出现局部超音区域，此时流道内将出现激波，激波的存在对泄漏涡的形成产生不利影响，这也是泄漏涡一直没有产生的原因之一。同时激波还导致了额外的激波损失，这也是 1.5% 和 2.0% 间隙小流道损失急剧升高的主要原因。





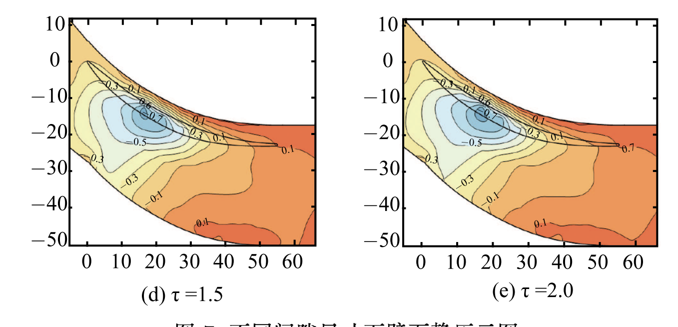




图 7　不同间隙尺寸下壁面静压云图

Fig. 7　Contours of static pressure at endwall under different tip clearance

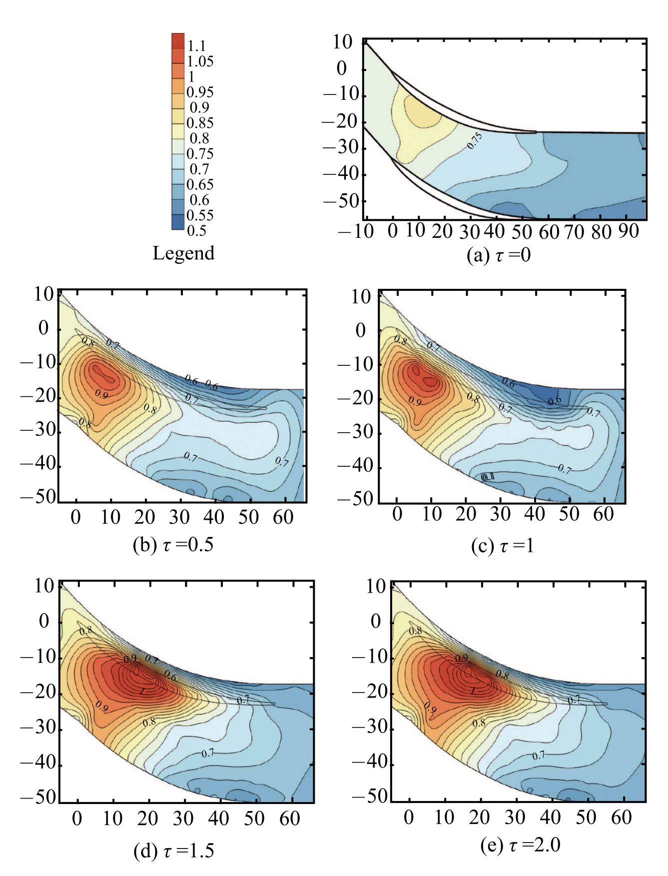



图 8　不同间隙尺寸下壁面马赫数云图

Fig. 8　Contours of endwall Ma number under different tip clearance

## 3　结　论

通过对带间隙的高负荷叶栅在间隙尺寸变化时所展现的气动特性变化，得出结论如下：

1) 间隙泄漏流减小角区损失的机理是抑制横向二次流向吸力面发展趋势，削弱了横向二次流对端壁附面层分离的促进作用。同时，泄漏流向下游输运低能流体团，改善了角区流场的堵塞程度，减少了低能流体团堆积及相互作用导致的角区损失；

2) 在 $Ma$=0.7、$i$=0° 时，叶栅损失随间隙尺寸的增加先减小后增大，损失形式随着间隙尺寸的增加逐渐由角区附面层分离损失向泄漏损失转变，损失在 $\tau$=1.0% 时较原型损失有明显下降，降幅为 2.20%。当间隙增大至 1.5% 后，间隙附近出现激波，导致流动损失急剧增加，并且一定程度上抑制了泄漏涡的形成。

3) 损失随冲角变化的特性说明在 $Ma$=0.7、$i$=0° 的工况下所研究叶栅存在存最佳间隙，本文通过实验测试获得的最佳间隙约为 1% 相对叶高。

## 参 考 文 献


[1] Bae, Jinwo W. Active Control of Tip Clearance Flow in Axial Compressors [D]. Massachusetts Institute of Technology, Aeronautics and Astronautics Dept, 2001

[2] Baghdadi S. Modeling Tip Clearance Effects in Multistage Axial Compressors. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(4): 697–705

[3] Demon J D. Loss Mechanisms in Turbomachines [J]. ASME J Turbomachinery, 1993, 115(4): 621–656

[4] Smith L H. The Effect of Tip Clearance on the Peak Pressure Rise of Axial-Flow Fans and Compressors [R]. ASME Symposium on Stall, 1958

[5] M Inoue, M. Kuroumaru and M. Fukuhara, Behavior of Tip Leakage Flow Behind an Axial Compressor Rotor [J]. ASME J Turbomachinery, 1986, 108(1): 7–14

[6] M. Inoue, M. Kuroumaru. Structure of Tip Clearance Flow in an Isolated Axial Compressor Rotor [J]. ASME. J. Turbomach, 1989, 111(3): 250–256

[7] M. Inoue, M. Furukawa and K. Saiki, et al. Physical Explanations of Tip Leakage Flow Field in an Axial Compressor Rotor [R]. ASME 98-GT-91, 1998

[8] 马文生. 叶顶间隙对压气机性能的影响 [J]. 动力工程, 2007, 27(6): 863–867
Ma Wensheng. Effect of Tip Clearance on Compressor Performance[J]. Journal of Power Engineering, 2007, 27(6): 863–867

[9] 王祥锋, 王松涛, 韩万金, 等. 叶顶间隙变化对多级压气机性能影响的数值研究 [J]. 科学技术与工程, 2009, 9(12): 3483–3486
Wang Xiangfeng, Wang Songtao, Han Wanjin. Numerical Simulation Study on Multistage Compressor Performance with Changing Tip Clearance[J]. Science Technology and Engineering, 2009, 9(12): 3483–3486

[10] 吴艳辉, 楚武利, 刘志伟, 等. 轴流压气机转子性能及间隙流动研究 [J]. 西北工业大学学报, 2005, 23(6): 37–741
Wu Yanhui, Chu Wuli, Liu Zhiwei. On Detailed Structure of Tip Clearance Flow in an Isolated Axial Flow Compressor Rotor and Its Effect on Compressor Performance [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2005, 23(6): 737–741

[11] 吴艳辉, 楚武利, 卢新根, 等. 间隙区域的流动结构对压气机气动性能的影响 [J]. 工程热物理学报, 2006, 27(6): 950–952
Wu Yanhui, Chu Wuli, Lu Xingen. The Effect of Tip Leakage Flow Structure on Compressor Aerodynamics [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(6): 950–952

[12] 吴艳辉, 楚武利, 张燕峰, 等. 间隙大小对压气机转子间隙泄漏流场的影响 [J]. 西北工业大学学报, 2007, 25(6): 838–842
Wu Yanhui, Wu Chuli, Zhang Yanfeng. Effects of Tip Clearance Size on Tip leakage Flow Fields in a Subsonic Compressor Rotor[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2007, 25(6): 838–842